

## Getriebe

### Stand der Technik

Die Erfindung betrifft ein Getriebe, insbesondere zum Verstellen beweglicher Teile im Kraftfahrzeug, nach der Gattung des unabhängigen Anspruchs 1.

Mit der EP 0 981 696 B1 ist ein Exzenterzahnradgetriebe bekannt geworden, bei dem ein als Hohlzahnrad ausgebildetes Exzenterdrehbar auf einem Exzenter gelagert ist, der von einem als Anker ausgebildeten Antriebselement in Rotation versetzt wird. Innerhalb des Hohlzahnrad ist ein Mitnehmer mit einer Außenverzahnung angeordnet, wobei die Außenverzahnung durch abschnittsweises Ineinandergreifen mit der Innenverzahnung des Hohlzahnrad zusammenwirkt, so dass am Mitnehmer ein untersetztes Abtriebsmoment abgegriffen werden kann. Als nachteilig erweist sich insbesondere bei hohen Übersetzungen der niedrige Wirkungsgrad einer solchen Getriebebauform, der durch die Reibung zwischen den Verzahnungen und der Lagerung des Exzenterdreh verursacht wird. Außerdem sind bei der Fertigung eines solchen Getriebes enge Toleranzen einzuhalten, da einerseits ein Verklemmen der Verzahnung aufgrund der überbestimmten Lagerung und andererseits ein zu großes Spiel der Verzahnung vermieden werden muss.

### Vorteile der Erfindung

Das erfindungsgemäße Getriebe mit den kennzeichnenden Merkmalen des unabhängigen Anspruchs 1 hat den Vorteil, dass durch die Führung der Exzenterbewegung mittels der Zahngeometrie der Innen- und der Außenverzahnung auf einen Exzenter verzichtet werden kann, auf dem das Stirnrad oder das Hohlrad bei herkömmlichen Exzentergetrieben gelagert ist. Dadurch ist die Lagerung der beiden exzentrisch zueinander bewegten Zahnräder nicht mehr überbestimmt, wodurch die auftretende Reibung der erfindungsgemäßen Lagerung des Stirnrads oder des Hohlzahnrad deutlich reduziert wird. Dadurch lässt sich der Wirkungsgrad eines solchen Getriebes, bei dem die Führung der Exzenterbewegung beim gegenseitigen Abrollen der beiden Verzahnungen ausschließlich durch den gegenseitigen erfindungsgemäßen Zahneingriff erzwungen wird, deutlich steigern. Bei einer solchen exzenterlosen Ausbildung des Taumelgetriebes entfällt die sehr aufwändige präzise Fertigung der Exzenterlagerung.

Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen ergeben sich vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen Merkmale. Um eine zusätzliche Reibung durch die Lagerung des Stirnrads zu vermeiden, ist dieses derart radial beweglich mit dem Antriebs- oder Abtriebsselement verbunden, dass das Stirnrad der durch die Zahngeometrie erzwungenen Exzenterbewegung unter minimalen Reibungsverlusten folgen kann. Dabei wird das Antriebs- oder Abtriebsmoment praktisch ungestört vom Antriebs- bzw. auf das Abtriebsselement übertragen.

Je nach Ausführung des Getriebes kann anstelle des Stirnrads auch das Hohlrad angetrieben werden, wobei dann das untersetzte Abtriebsmoment am Stirnrad abgegriffen werden kann. Daher kann wahlweise das Stirnrad oder das Hohlrad radial flexibel an das entsprechende Antriebs- oder Abtriebsselement gekoppelt werden, um den Wirkungsgrad zu steigern.

Besonders vorteilhaft erweist sich für eine solche Kopplung ein elastisches Element, das das Stirn- oder Hohlrad mit dem Antriebs- bzw. Abtriebsselement verbindet. Das elastische Element kann beispielsweise als Elastomer ausgebildet sein, dessen Form und dessen Materialeigenschaften eine radiale Auslenkung erlauben, jedoch gegenüber einer Torsion relativ starr ausgebildet ist. Eine solche Kopplung weist keine mechanischen Reibflächen auf, so dass der Wirkungsgrad und die Lebensdauer recht hoch ist.

In einer bevorzugten Ausgestaltung ist das Stirnrad als Exzenterad ausgebildet, das durch das Zusammenwirken mit gehäusefesten Führungselementen an einer Drehung um die Antriebsachse gehindert wird. Dabei kann das Abtriebsmoment direkt am drehbaren Hohlrad abgegriffen werden.

Bei einer alternativen Ausführung ist hingegen das Stirnrad frei drehbar innerhalb eines gehäusefesten Hohlrads angeordnet, wodurch eine kompaktere Bauweise erzielt wird. Der Abtrieb erfolgt hierbei vorteilhaft über einen Mitnehmer, der in entsprechende Aufnahmen des Stirnrads greift.

Ist das Antriebselement als Ankerwelle eines Elektromotors ausgebildet, kann das Hohlrad oder das Stirnrad direkt radial freigängig auf der Motorwelle angeordnet und radial flexibel mit dieser gekoppelt sein. Dabei kann das Getriebe besonders platzsparend im Motorgehäuse angeordnet sein.

In einer weiteren Ausführung ist das Stirnrad drehbar auf einem Steg gelagert und innerhalb eines drehfesten Hohlrads angeordnet. Der Abtrieb erfolgt hierbei über ein zweites Hohlrad mit unterschiedlicher Zähnezahl, das radial freigängig auf dem Abtriebselement gelagert ist und eine Exzenterbewegung gegenüber dem Stirnrad ausführt.

Um das Stirnrad auf eine Exzenterbewegung gegenüber dem Hohlrad zu führen und ein radiales Verschieben der beiden Räder gegeneinander zu verhindern, ist es von Vorteil, den Außendurchmesser der Außenverzahnung des Stirnrads größer auszubilden, als der Innendurchmesser der Innenverzahnung des Hohlrads.

Um die Führung der Exzenterbewegung ohne einer Lagerung des Hohlrads oder des Stirnrads auf einem Exzenter zu realisieren, sind die Verzahnungen als Evolventen- oder Zykloiden-Triebstockverzahnung mit entsprechender erfindungsgemäßer Zahngeometrie ausgeformt.

Ist das Stirnrad oder das Hohlrad radial freigängig auf der Antriebs- oder Abtriebswelle gelagert, so kann dadurch das Verklemmen der Verzahnung minimiert werden bzw. die Fertigung der Verzahnung mit breiteren Toleranzen erfolgen.

Lässt sich beim abschnittsweisen Ineinandergreifen der Außenverzahnung in die Innenverzahnung aufgrund der Zahngeometrie das Stirnrad nicht mehr radial gegen das Hohlrad verschieben, so werden die beiden Räder durch den Rotationsantrieb auf einer Exzenterbewegung zueinander geführt, woraus in Abhängigkeit der Zähnezahldifferenz eine entsprechende Untersetzung folgt.

#### Zeichnungen

In den Zeichnungen sind verschiedene Ausführungsbeispiele eines erfindungsgemäßen Getriebes dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

- Figur 1            eine schematische Darstellung eines axial freigängig gelagerten Stirnrads,  
Figur 2            ein weiteres Exzentergetriebe mit radialelastischer Kopplung,

Figur 3            ein weiteres Getriebe mit einem festen und einem drehbaren Hohlrad  
und

Figur 4 und

Figur 5            die erfindungsgemäße Ausbildung der Zahngeometrie einer  
Evolventen- und einer Zykloiden-Triebstockverzahnung.

Figur 1 zeigt schematisch ein Untersetzungsgetriebe 10 mit einem Antriebselement 12, auf dem radial freigängig ein Stirnrad 14 mit einer Außenverzahnung 16 gelagert ist. Das Stirnrad 14 ist innerhalb eines Hohlrads 18 mit einer Innenverzahnung 20 angeordnet und weist Aufnahmen 22 auf, die mit gehäusefesten Sperrelementen 24 zusammenwirken, um das Stirnrad 14 an einer Rotation zu hindern. Das Hohlrad 18 ist mit einem Abtriebsselement 26 verbunden, das frei drehbar gelagert ist. Wirkt nun ein Antriebsmoment (dargestellt durch Pfeil 13) auf das Antriebselement 12, wird dieses um eine Achse 28 in Rotation versetzt. Das Stirnrad 14 ist mittels einer torsionssteifen, aber radial freigängigen Kopplung 30 (dargestellt durch Pfeil 30) mit dem rotierenden Antriebselement 12 verbunden und wird auf Grund des Zahneingriffs der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 mit einer speziellen Zahngeometrie zu einer Exzenterbewegung gegenüber dem Hohlrad 18 gezwungen. Da eine Eigenrotation des Stirnrads 14 durch die am Gehäuse 25 angeordneten Sperrelemente 24 verhindert wird, wird das auf der Achse 28 gelagerte Hohlrad 18 mit dem Abtriebsselement 26 in Drehung versetzt, wobei das Untersetzungsverhältnis der Differenz der Zähnezahl zwischen der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 entspricht. Somit steht am Abtriebsselement 26, das durch den Pfeil 27 dargestellte Abtriebsmoment 27 zur Verfügung. Es ist besonders zu betonen, dass hierbei das Stirnrad 14 nicht auf einem Exzenter gelagert ist, der das Stirnrad 14 auf eine Exzenterbahn zwingen würde, sondern sich die Exzenterbewegung ausschließlich auf Grund der speziellen Zahngeometrie der Außenverzahnung 14 und der Innenverzahnung 18, initiiert durch Rotationsmoment 13 ergibt.

Eine konkrete Ausführung einer radial freigängigen Kopplung 30 ist in einem weiteren Ausführungsbeispiel eines Exzentergetriebes gemäß Figur 2 gezeigt. Das Stirnrad 14 ist hierbei mittels eines elastischen Elements 34 mit einem als Antriebswelle 32 ausgebildeten Antriebselement 12 verbunden. Das Rotationsmoment 13 wird dabei näherungsweise schlupffrei auf das Stirnrad 14 übertragen, bleibt jedoch innerhalb des gehäusefesten Hohlrads 18 gegenüber der Antriebswelle 32 radial frei beweglich. Wird

das Antriebselement 12 in Drehung versetzt, führt das Stirnrad 14 bei dieser Ausführung zusätzlich zu der durch die Zahngeometrie erzwungene Exzenterbewegung eine Eigenrotation aus, da keine Sperrelemente 24 angeordnet sind. Hingegen weist das Stirnrad 14 Eingriffselemente 38 auf, in die entsprechende Gegenelemente 40 eines auf der Achse 28 gelagerten Mitnehmers 42 greifen. Auf Grund des Spiels zwischen den Eingriffselementen 38 und den entsprechenden Gegenelementen 40 führt der Mitnehmer 42 eine gleichmäßige Rotation um die Achse 28 aus und stellt am Abtriebsselement 26, das beispielsweise als Abtriebswelle 33 ausgebildet ist, ein Abtriebsmoment 27 zur Verfügung.

In einem weiteren Ausführungsbeispiel gemäß Figur 3 weist das Antriebselement 12 einen Steg 44 auf, auf dem das Stirnrad 14 drehbar gelagert ist. Das Antriebselement 12 ist hierbei radial fest auf der Getriebeachse 28 gelagert, so dass beim Einwirken eines Antriebsmoments 13 das Stirnrad 14 gleichmäßig in einem ersten gehäusefesten Hohlrad 46 mit einer Innenverzahnung 48 abrollt. Axial versetzt ist das zweite Hohlrad 18 mit der Innenverzahnung 20 frei drehbar angeordnet, und über eine radial elastische Kopplung 30 mit einer auf der Achse 28 gelagerten Abtriebswelle 33 verbunden. Auf Grund der Zahngeometrie der ineinandergreifenden Außenverzahnung 16 und Innenverzahnung 20 führt das Hohlrad 18 eine Exzenterbewegung aus, die über die radial flexible Kopplung 30 in eine gleichmäßige Rotation der Abtriebswelle 33 umgesetzt wird. Im Gegensatz zum Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 erfolgt hier der Antrieb des Stirnrads 14 über eine radial starre Lagerung und der Abtrieb über das radial elastisch gelagerte Hohlrad 18, das eine zur Rotation überlagerte Exzenterbewegung ausführt.

In Figur 4 ist eine vergrößerte Darstellung der Außenverzahnung 16 des Stirnrads 14 und der Innenverzahnung 20 des Hohlrads 18 am Beispiel einer Evolventenverzahnung 49 dargestellt. Ist beispielsweise das Hohlrad 18 radial starr gelagert und das in Rotation versetzte Stirnrad 14 mittels einer elastischen Kopplung 30 radial freigängig gelagert, so führt das Stirnrad 14 allein auf Grund der Zahngeometrie der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 eine Exzenterbewegung aus. Die Momentaufnahme zeigt den maximalen Zahneingriff mit der maximalen Kraftübertragung an der 3-Uhr-Stellung 50. Wird das Stirnrad 14 durch das Antriebsmoment 13 im Uhrzeigersinn gedreht, werden die Zähne 52 der Außenverzahnung 16 in die Lücken 54 der Innenverzahnung 20 gepresst, wie dies durch die Pfeile 56 in der 6-Uhr-Position 58 dargestellt ist. Dabei gleiten die Zahnspitzen 60 radial entlang den Zahnflanken 62, so dass das Stirnrad 14

zusätzlich zur Rotation auf eine Exzenterbahn gezwungen wird. In Figur 4 weist die Außenverzahnung 16 einen größeren äußeren Durchmesser 64 auf, als der Innendurchmesser 66 der Innenverzahnung 20. Die Zahngeometrie der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 sind dabei so ausgeformt, dass das Stirnrad 14 gegenüber dem Hohlrad 18 radial nicht verschiebbar ist, sondern eine radiale Bewegung nur in Zusammenhang mit einer Rotation des Stirnrads 14 erfolgen kann. Eine solche Exzenterführung ersetzt die drehbare Lagerung des Stirnrads 14 auf einem drehfest auf der Antriebswelle 32 angeordneten Exzenter. Durch die radial freigängige Lagerung des Stirnrads 14 auf der Antriebswelle 32 ist die Lagerung des Getriebes 10 nicht mehr überbestimmt, so dass die Lagerreibung und eine Verklemmung auf Grund des Exzcenters vermieden wird. Dabei wird gezielt das Ineinandertauchen der Zähne 52 von Hohlrad 18 und Stirnrad 14 genutzt, um die Reaktionskräfte aufzunehmen und die Bahn des Stirnrads 14 festzulegen. Außerdem wirken die von der Verzahnung 16, 20 aufgebrachten Führungskräfte für die Exzenterbewegung zwischen Stirn- und Hohlrad 14, 18 auf gleichem Durchmesser, so dass die resultierenden Reibkräfte wesentlich geringer sind, als bei einem Exzenterlager. Dagegen wird die Reibung bei der erfindungsgemäßen Führung der Exzenterbewegung mittels der Zahngeometrie im Wesentlichen durch den Kompromiss zwischen der Vermeidung eines Verklemmens und der Minimierung des Spiels zwischen den beiden Verzahnungen 16, 20 bestimmt. Je geringer die Differenz der Zähnezahl zwischen dem Stirnrad 14 und dem Hohlrad 18 ist, desto einfacher lässt sich eine entsprechend funktionierende Zahngeometrie für die Führung der Exzenterbewegung aufbauen.

Als Beispiel für eine erfindungsgemäße Zahngeometrie für eine Evolventenverzahnung weist das Stirnrad 14 eine Zähnezahl von 30, ein Normalmodul von 2 mm, einen Eingriffswinkel von  $30^\circ$ , einen Kopfkreis von 62,859 mm, einen Fußkreis von 55,13 mm, einen Profilverschiebungsfaktor von 0,0825 und einen Achsabstand (Exzentrizität) von -2 mm auf. Das Hohlrad 18 hat eine Zähnezahl von -32, ein Normalmodul von 2 mm, einen Eingriffswinkel von  $30^\circ$ , einen Kopfkreis von -60,83 mm, einen Fußkreis von -68,559 mm, einen Profilverschiebungsfaktor von 0,0825 und einen Achsabstand (Exzentrizität) von -2 mm. Da die beiden Verzahnungen 16, 20 nicht radial gegeneinander verschiebbar sind, können die beiden Zahnräder nur axial ineinander geschoben werden, um einen Zahneingriff herzustellen. Bei solch einer Anordnung findet die Führung der Exzenterbewegung ausschließlich mittels der Zahngeometrie statt. Die Zahnflanken 62 der einen Verzahnung 20 zwingen die Zahnspitzen 60 der anderen

Verzahnung 16 in die entsprechende Zahnücke 54. Daher ist das Getriebe 10 exzenterlos ausgebildet. Dabei wird weder das Stirnrad 14 noch das Hohlrad 18 mittels eines Exzcenters geführt, sondern lediglich radial frei beweglich auf der An- oder Abtriebswelle 32, 33 angeordnet.

Figur 5 zeigt eine weitere erfindungsgemäße Ausführung der Verzahnung 16, 20 als Zykloiden-Triebstock-Verzahnung 68, wobei das Hohlrad 18 als Innenverzahnung 20 zylinderförmige Walzen 70 aufweist, die entweder als frei drehbare Hölren 72 oder hohlradfeste Ausformungen 74 ausgebildet sind. Das Stirnrad 14 weist mehrere kreisförmige Aussparungen 76 auf, die beispielsweise mit gehäusefesten Sperrelementen 24 oder mit Gegenelementen 40 eines Mitnehmers 42 zusammenwirken. Wie bei der Evolventenverzahnung 49 in Figur 4 wird das in Rotation versetzte Stirnrad 14 auf Grund der Zahngeometrie auf eine Exzcenterbahn gezwungen. Die maximale Momentübertragung findet hierbei in der 12-Uhr-Position 53 statt. Die exzcenterlose Zwangsführung der Zahnspitzen 60 entlang der kreissegmentförmigen Zahnflanken 62 ist wiederum durch die Pfeile 56 dargestellt.

Es sei angemerkt, dass hinsichtlich der in allen Figuren und der Beschreibung dargestellten Ausführungsbeispiele vielfältige Kombinationsmöglichkeiten der einzelnen Merkmale untereinander möglich sind. Insbesondere können die konkrete Getriebebauform (Exzcenter-, Planetengetriebe), die Ausformung der Verzahnung, die Ausgestaltung des Antriebs- und Abtriebslements 12, 26 beliebig variiert werden. Wesentlich ist dabei lediglich, dass die Exzcenterbewegung des Stirnrads 14 gegenüber des Hohlrads 18 durch die Zahngeometrie der Außen- und Innenverzahnung 16, 20 geführt wird, so dass das Stirnrad 14 oder das Hohlrad 18 radial freigängig gegenüber der Getriebeachse 28 angeordnet werden. Dabei kann die radial flexible Kopplung 30 beliebig ausgeführt werden. Das Untersetzungsgetriebe 10 findet vorzugsweise Anwendung für die Verstellung von Sitzteilen oder für einen Scheibenwischerantrieb in Kombination mit einem Elektromotor, kann jedoch auch für beliebige andere Antriebe eingesetzt werden.

## Ansprüche

1. Getriebe (10), insbesondere zum Verstellen beweglicher Teile im Kraftfahrzeug, mit einem eine Außenverzahnung (16) aufweisendem Stirnrad (14), das mit einem eine Innenverzahnung (20) aufweisendem Hohlrad (18) kämmt, wobei die Zähneanzahl der Innenverzahnung (20) zur Erzeugung einer Getriebeübersetzung um mindestens eins größer ist, als die Zähnezahzahl der Außenverzahnung (16) und das Stirnrad (14) und das Hohlrad (18) eine Exzenterbewegung relativ zueinander ausführen, dadurch gekennzeichnet, dass die Führung der Exzenterbewegung mittels der aufeinander abgestimmten Zahngeometrie der Innen- und Außenverzahnung (20, 16) erfolgt.
2. Getriebe (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) mit einem um eine Achse (28) rotierenden Antriebselement (12, 32) oder Abtriebselement (26, 33) gekoppelt ist, wobei die Kopplung (30, 34) radial flexibel zur Achse (28) ausgebildet ist.
3. Getriebe (10) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Hohlrad (18) mit einem um die Achse (28) rotierenden Antriebselement (12, 32) oder Abtriebselement (26, 33) gekoppelt ist, wobei die Kopplung (30, 34) radial flexibel zur Achse (28) ausgebildet ist.
4. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kopplung (30) ein elastisches Element (34), insbesondere ein Elastomer, aufweist, das torsionssteif und radial beweglich ausgebildet ist.
5. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) an einer Rotation um die Achse (28) gehindert wird und das Hohlrad (18) frei drehbar gelagert ist.
6. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) frei drehbar und das Hohlrad (18) drehfest angeordnet ist.



7. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Abtriebsselement (26) als Mitnehmer (42) ausgebildet ist, der mit Eingriffselementen (38, 22) des Stirnrads (14) zusammenwirkt.
8. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebselement (12) von einer Motorwelle (32) gebildet ist.
9. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) drehbar auf einem Steg (44) des Antriebselements (12, 32) angeordnet ist und mit zwei axial zueinander angeordneten Hohlrädern (46, 18) mit unterschiedlicher Zähnezahl kämmt.
10. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Außendurchmesser (64) der Außenverzahnung (16) größer ist, als der Innendurchmesser (66) der Innenverzahnung (20).
11. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Innenverzahnung (20) und die Außenverzahnung (16) als eine Evolventenverzahnung (49) oder Zykloiden-Triebstock-Verzahnung (68) ausgebildet ist.
12. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) oder das Hohlrad (18) radial freigängig auf einer Antriebswelle (32) oder einer Abtriebswelle (33) gelagert ist.
13. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Innenverzahnung (20) derart in die Außenverzahnung (16) greift, dass das Stirnrad (14) gegenüber dem Hohlrad (18) radial nicht verschiebbar ist.

1 / 4

Fig. 1

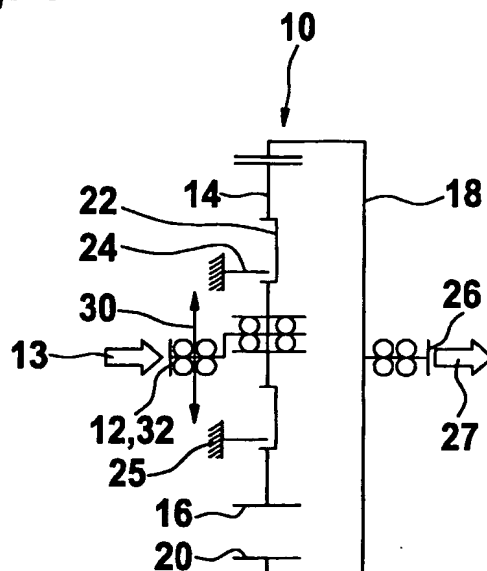
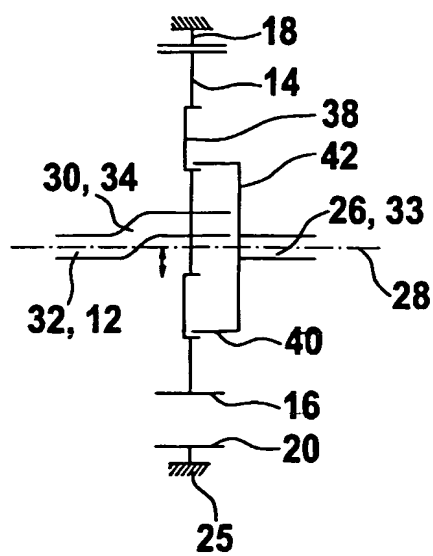


Fig. 2



2 / 4

Fig. 3

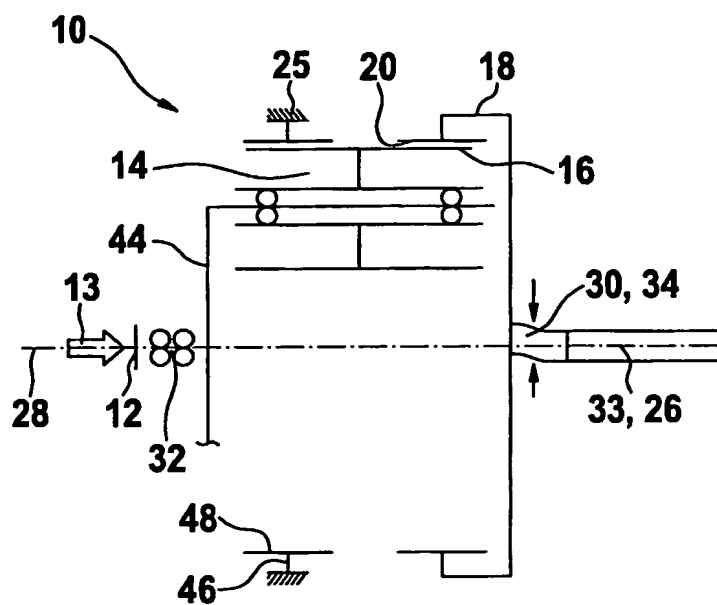
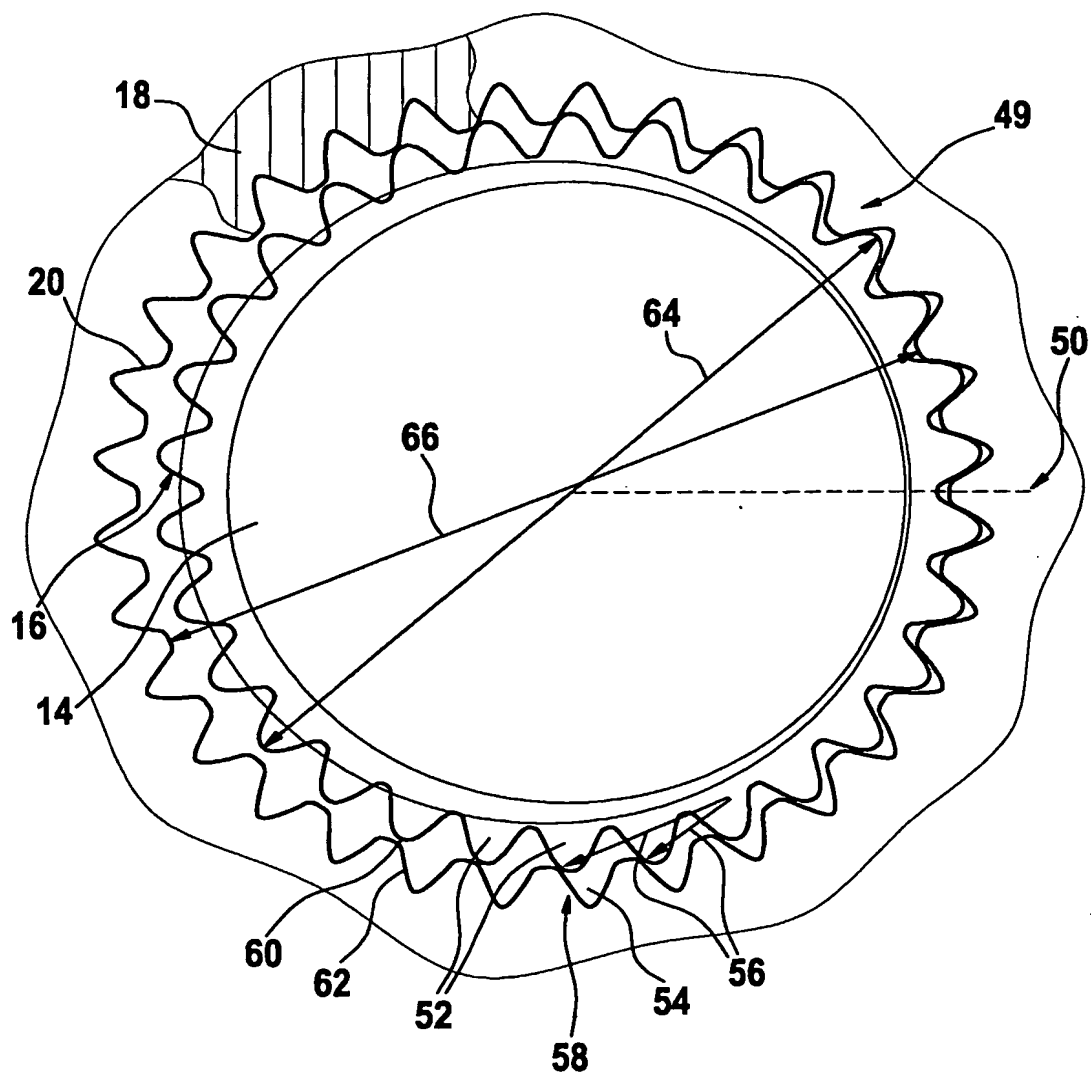
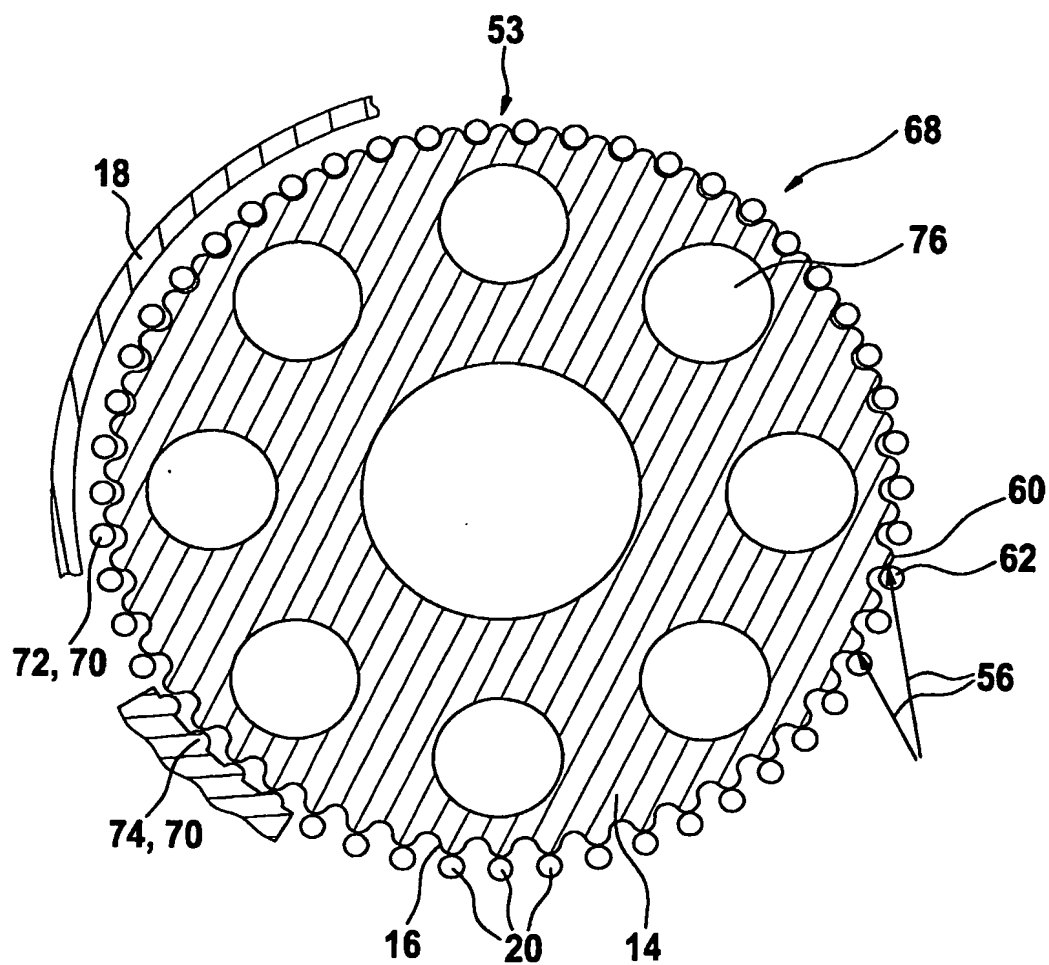


Fig. 4



4 / 4

Fig. 5



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE2004/002360

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 7 F16H1/32

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 4 228 698 A (WINIASZ ET AL) 21 October 1980 (1980-10-21) column 4, line 25 - line 27 figures 2-4	1,5,7,8, 10,11,13
Y A	-----	2 3,4,6,9, 12
Y	US 3 286 550 A (ROSAIN CLAUDE ET AL) 22 November 1966 (1966-11-22) figure 1	2
X	----- US 1 563 945 A (APPLE VINCENT G) 1 December 1925 (1925-12-01) page 2, line 85 - line 90 figures 1-3 ----- -/--	1,2,8,9, 11-13

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.☒ Patent family members are listed in annex.

## \* Special categories of cited documents :

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the international filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- \*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- \*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- \*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- \*&\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

15 February 2005

Date of mailing of the international search report

23/02/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Hassiotis, V

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/DE2004/002360

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 3 077 125 A (JR. JAMES C. LOUTON, ET AL) 12 February 1963 (1963-02-12) column 1, line 62 - column 2, line 36 figure 2 -----	1,2,5,7, 12

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

Information on patent family members

International Application No

PCT/DE2004/002360

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 4228698	A	21-10-1980	NONE	
US 3286550	A	22-11-1966	FR GB	1329646 A 999326 A
				14-06-1963 21-07-1965
US 1563945	A	01-12-1925	NONE	
US 3077125	A	12-02-1963	NONE	



# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2004/002360

## A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F16H1/32

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 4 228 698 A (WINIASZ ET AL) 21. Oktober 1980 (1980-10-21) Spalte 4, Zeile 25 - Zeile 27 Abbildungen 2-4	1,5,7,8, 10,11,13
Y	-----	2
A	-----	3,4,6,9, 12
Y	US 3 286 550 A (ROSAIN CLAUDE ET AL) 22. November 1966 (1966-11-22) Abbildung 1	2
X	US 1 563 945 A (APPLE VINCENT G) 1. Dezember 1925 (1925-12-01) Seite 2, Zeile 85 - Zeile 90 Abbildungen 1-3	1,2,8,9, 11-13
	----- -/--	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* Älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*Z\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

15. Februar 2005

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

23/02/2005

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Hassiotis, V

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 3 077 125 A (JR. JAMES C. LOUTON, ET AL) 12. Februar 1963 (1963-02-12) Spalte 1, Zeile 62 – Spalte 2, Zeile 36 Abbildung 2 -----	1,2,5,7, 12

# INTERNATIONAL RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2004/002360

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
US 4228698	A	21-10-1980	KEINE		
US 3286550	A	22-11-1966	FR	1329646 A	14-06-1963
			GB	999326 A	21-07-1965
US 1563945	A	01-12-1925	KEINE		
US 3077125	A	12-02-1963	KEINE		